

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra výrobních strojů a konstruování

Konstrukční návrh válečku pro dálkovou pásovou dopravu
Structural Design of Roller for Long-distance Belt Conveyors

Student:
Vedoucí diplomové práce:

Luděk Chlebný
prof. Ing. Horst Gondek, DrSc.

Ostrava 2012

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra výrobních strojů a konstruování

Zadání bakalářské práce

Student: **Luděk Chlebný**
Studijní program: B2341 Strojírenství
Studijní obor: 2302R010 Konstrukce strojů a zařízení
Specializace: 10 Stroje pro těžbu a zpracování užitkových surovin
Téma: **Konstrukční návrh válečku pro dálkovou pásovou dopravu**
Structural Design of Roller for Long-distance Belt Conveyors

Zásady pro vypracování:

- 1) Proveďte rešerši válečků dálkové pásové dopravy na lomech SD, as. Chomutov
- 2) Proveďte konstrukční návrh válečku pásového dopravníku pro pásový dopravník šíře 1800 mm a to jak s kuličkovými tak s kluznými ložisky
- 3) Proveďte základní pevnostní výpočet válečku ocelového a válečku z plastu a jejich srovnání z hlediska životnosti
- 4) Proveďte detailní výkres uchycení čela válečku s ložiskem a pláště válečku, který bude z plastu.

Seznam doporučené odborné literatury:

ČSN 01 6910 *Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory*. Praha: Český normalizační institut, srpen 1997. 36 s.
ČSN 01 6910 *Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory*. Praha: Český normalizační institut, 2007. 48 s.
Gondek, H., Ševčík, A.: *Stroje pro těžbu a zpracování užitkových surovin I*, Vydala: VŠB – TU Ostrava, Ostrava 2006, ISBN 80- 248- 1040 - 9
BOLEK, A. – KOCHMAN, J. et.al: *Části strojů – 1. svazek*. 5. vydání Praha. SNTL – Nakladatelství technické literatury, n. p., 1989, 775 s. ISBN 80-03-00048-7.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **prof. Ing. Horst Gondek, DrSc.**

Datum zadání: 16.12.2011

Datum odevzdání: 21.05.2012



doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář
vedoucí katedry



prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě21.5.2012.....




podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou (bakalářskou) práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на ве́домі́, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou (bakalářskou) práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová (bakalářská) práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové (bakalářské) práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou (bakalářskou) práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́домі́, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě: 21.5.2012



podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Luděk Chlebný

Adresa trvalého pobytu autora práce:

SUNN 680, Bílina 418 01

Anotace bakalářské práce

CHLEBNÝ, Luděk. *Konstrukční návrh válečku pro dálkovou pásovou dopravu : bakalářská práce*. Ostrava : VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování, 2012. 58 s. Vedoucí práce: Gondek, H.

Cílem bakalářské práce je konstrukční návrh válečku pro dálkovou pásovou dopravu, pro dopravníky s šířkou dopravního pásu 1800 mm, jehož plášť bude vyroben z plastu. V úvodu je přehled používaných válečků v dálkové pásové dopravě v důlní společnosti. Následují informace o konstrukci jednotlivých částí stávajících válečků, které jsou z části využity pro vlastní konstrukční návrh. Podle zadání a na základě uvažovaného zatížení dopravníku byla ověřena možnost použití valivých nebo kluzných ložisek. Byly provedeny základní pevnostní výpočty válečků s kovovým i plastovým pláštěm. Na přiloženém výkresu je detail provedení zajištění čela válečku v plášti plastového válečku.

Klíčová slova: pásový dopravník, dopravníkový váleček, konstrukce válečku

Annotation of bachelor thesis

CHLEBNÝ, Luděk. *Structural Design of Roller for Long-distance Belt Conveyors : bachelor thesis*. Ostrava : VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Production Machines and Design, 2012. 58 s. Thesis head: Gondek, H.

The aim of this thesis is structural design of roller for long-distance belt conveyors for conveyor belt width 1800 mm, whose barrel shell will be made of plastic. The introduction is an overview of the rollers in long-distance belt transport in mining company. Information about design elements of existing rollers, which are partly used to own the design, follows. According to the specification and on the basis of consideration loading of the conveyor was verified by use of roller or sliding bearings. Basic strength calculations of rollers with metal even plastic barrel shell have been performed. On the attached drawing is detailed design to ensure of the roller end in the barrel shell of plastic roller.

Key words: belt conveyor, conveyor roller, the construction of a roller

Obsah

Obsah	6
Seznam použitých značek a symbolů	9
1 Úvod	11
2 Dálková pásová doprava.....	12
2.1 Princip pásové dopravy	12
3 Válečky dálkové pásové dopravy	14
3.1 Požadavky na válečky	14
3.2 Údržba a montáž válečků	15
3.3 Válečky pro nosnou větev dopravního pásu	16
3.3.1 Válečky pro montáž do girlandových pražců	16
3.3.2 Válečky pro válečkové girlandy	17
3.4 Válečky pro spodní větev dopravního pásu	19
3.5 Přechodové válečkové stolice	21
3.6 Dopadové válečky	21
3.7 Válečky do regulačních stolic	22
3.8 Strážní válečky	24
3.9 Životnost válečků podle výrobce	25
4 Konstrukce válečků pro pásové dopravníky.....	26
4.1 Dopravníkové válečky s kovovým pláštěm	26
4.1.1 Plášť válečku	26
4.1.2 Hřídel	27
4.1.3 Pouzdro ložiska	27
4.1.4 Těsnění – vnitřní těsnění	27
4.1.5 Ložisko	27
4.1.6 Pojistný kroužek	27
4.1.7 Labyrintový těsnicí systém	28
4.2 Dopravníkové válečky s plastovým pláštěm.....	28

4.2.1	Plášť válečku	28
4.2.2	Pouzdro ložiska	29
5	Konstrukční návrh válečku pro dálkovou pásovou dopravu	30
5.1	Základní rozměry pláště válečku	30
5.2	Hřídel	31
5.3	Pouzdro ložiska (čelo válečku)	32
5.4	Ložisko	32
5.5	Těsnicí systém	33
6	Zatížení pásového dopravníku (válečku)	34
6.1	Průřez náplně pásu	34
6.2	Výpočet plochy průřezu přepravovaného materiálu	37
6.3	Výpočet statického zatížení středního válečku	38
6.3.1	Zatížení od přepravovaného materiálu	38
6.3.2	Zatížení od dopravního pásu	39
6.3.3	Celkové zatížení středního válečku	40
6.4	Výpočet zatížení středního válečku navýšeného dynamickým součinitelem	40
7	Volba ložiska	41
7.1	Životnost ložiska	41
7.2	Valivá ložiska	41
7.3	Kluzná ložiska	43
7.4	Porovnání a konečný výběr ložiska	46
8	Základní pevnostní výpočet válečků	47
8.1	Pevnostní kontrola osy válečku	47
8.2	Pevnostní kontrola pláště válečku	50
8.2.1	Váleček s kovovým pláštěm	51
8.2.2	Váleček s plastovým pláštěm	53
9	Životnost válečků	55
9.1	Výpočtová životnost	55

9.2	Zkoušení válečků	56
9.3	Porovnání válečků s kovovým a plastovým pláštěm	56
10	Závěr.....	57
	Seznam použité literatury	59
	Seznam obrázků.....	60
	Seznam použitých programů	61
	Seznam příloh	61

Seznam použitých značek a symbolů

Značka	Název	Jednotka
B	šířka dopravního pásu	mm
C	základní dynamická únosnost ložiska	kN
D	vnější průměr pláště válečku	mm
E	modul pružnosti v tahu	MPa
F_d	dynamické zatížení ložiska	kN
K	součinitel měrného zatížení	MPa
G_c	celkové zatížení středního válečku	N
G_d	dynamické zatížení středního válečku	N
G_m	zatížení středního válečku od materiálu	N
G_p	zatížení středního válečku od dopravního pásu	N
L	délka pláště válečku	mm
L_{10}	základní výpočtová životnost ložiska	h
L_d	předpokládaná (požadovaná) životnost ložiska	h
M_o	ohybový moment	$N \cdot m$
R_e	mez kluzu	MPa
R_m	mez pevnosti	MPa
S	celková plocha průřezu náplně	m^2
S_1	plocha horní části průřezu	m^2
S_2	plocha dolní části průřezu	m^2
S_v	plocha průřezu nad středním válečkem	m^2
b	ložná (využitelná) šířka pásu	mm
b_1	šířka rozložení těživa	mm
d	průměr osy válečku	mm
d_h	průměr osy, vnitřní průměr ložiska	mm
l	délka osy válečku	mm
m	délka zámkové části osy	mm
m_m	měrná hmotnost dopravního pásu	$kg \cdot m^{-2}$
n	vzdálenost zámkové části od konce pláště	mm
n_d	frekvence otáčení	min^{-1}
p	měrné zatížení kluzného ložiska	MPa
q	spojité zatížení	$N \cdot m^{-1}$

s	šířka (zámku) hřídele uchycení do stolice	mm
t	rozteč válečků	mm
v	dopravní rychlost	$m \cdot s^{-1}$
v_k	kluzná rychlost ložiska	$m \cdot s^{-1}$
β	úhel sklonu bočních válečků	$^\circ$
ρ_s	sypná měrná hmotnost	$kg \cdot m^{-3}$
σ_D	maximální dovolené napětí	MPa
σ_o	napětí v ohybu	MPa
φ	dynamický součinitel	—
ψ_d	dynamický sypný úhel přepravovaného materiálu	$^\circ$

1 Úvod

Doprava jako taková je všeobecně důležitým prvkem v průmyslu. Při výrobě, zpracování či distribuci, ve všech případech je nutná doprava surovin, materiálů nebo koncových produktů. Na dopravě závisí mnoho oborů průmyslu, energetiky, hutnictví, stavebnictví, výroby a dalších. Jedním z oborů, kde doprava nabývá velkého významu, je těžební průmysl. Při těžbě nerostných surovin je potřeba velké množství vytěžených hmot přepravit k dalšímu zpracování nebo uložení. Pro volbu typu dopravy je nutné individuálně posoudit, který typ dopravy je nejlépe vyhovující pro požadovaný způsob dopravy. Každá z mnoha možných variant dopravy má své výhody ale i nevýhody, proto je třeba již při plánování porovnat výhodnost každé varianty a na základě těchto zjištění teprve vybrat druh dopravy. Nejlepší varianta dopravy je taková, která co nejhospodárněji zajistí přepravu uvažovaného materiálu v požadovaném množství, v určeném čase a na místa cílového určení.

Pro přepravu těžených hmot v povrchovém lomu je převážně využíváno pásových dopravníků, které jsou výhodné pro možnost kontinuální dopravy, a to i na velké vzdálenosti. Příkladem objemu přepravených hmot může být společnost Severočeské Doly a.s., která vytěžila za rok 2010, a tedy musela také přepravit, 21,76 mil. tun hnědého uhlí, a 72,8 mil. m³ nadložní zeminy [1].

Hlavním cílem této bakalářské práce je provést konstrukční návrh válečku pro pásový dopravník šíře 1800 mm, se zaměřením na konstrukci válečku z plastu a jeho následné porovnání s používanými kovovými válečky z hlediska jejich životnosti. Dále se mám zaměřit na konstrukční provedení uchycení čela válečku s ložiskem do pláště válečku z plastu.

2 Dálková pásová doprava

Pásová doprava patří k nejpoužívanějším způsobům dopravy v povrchovém lomu. Patří mezi plynule pracující dopravní zařízení. Tento způsob dopravy je velice vhodný pro přepravu sypkých a kusovitých materiálů, které přepravuje plynule a ve velkém množství, proto je jeho funkce nezastupitelná. Pásové dopravníky jsou převážně konstruovány pro dopravu v přímém směru a mohou překonávat převýšení jak dovrchní, tak úpadní. Řazením dopravníků za sebou, lze dopravovat materiál na vzdálenosti několika desítek kilometrů. Nevýhodou dlouhých dopravníků je velký počet rotujících částí a s tím spojená údržba zařízení, a problémy s abrazivními a lepivými materiály.

Pásový dopravník je dopravní zařízení, jehož unášecím prostředkem je nekonečný dopravní pás obíhající mezi poháněcím a vratným bubnem a doplněný dalšími konstrukčními prvky, potřebnými pro provoz dopravníku. Mezi zařízení dálkové pásové dopravy patří nejen vlastní pásové dopravníky, ale i související technologické zařízení, mezi které patří například pojízdná násypka, pásové váhy, shazovací vůz, zakládací vůz.

Zařízení dálkové pásové dopravy bývají konstruovány přímo pro danou potřebu organizace, podle konkrétních podmínek a požadované přepravní kapacity. Pásové dopravníky mohou být projektované jako stabilní, pevně instalované na jednom místě, nebo jako přemístitelné. Přemístění mohou u poháněcích stanic zajišťovat kolejové nebo pásové podvozky, popřípadě demontovatelné kráčivé jednotky.

Zařízení dálkové pásové dopravy bývají jednoduché svou konstrukcí, tedy snadno přístupné pro opravy a běžnou údržbu.

2.1 Princip pásové dopravy

Na horní větvi pásu, který jde od vratného bubnu směrem k poháněcí stanici, je nasypán přepravovaný materiál. Tento materiál může být nakládán na pásový dopravník v kterémkoliv místě, kde bývá umístěna pojízdná násypka, nebo je vysypáván do nesené násypky na vratné stanici, kam jej dopravuje předchozí dopravník. Materiál je dopravním pásem unášen k poháněcí stanici, kde může být jeden nebo více poháněcích bubnů, a následně vysypáván na další dopravník. Materiál může být vykládán nejen na konci pásového dopravníku, ale také v jeho střední části, kde vykládání materiálu zajišťuje shazovací vůz. Mezi poháněcí stanicí pásového dopravníku a jeho vratnou částí je dopravní pás společně s přepravovaným materiálem nesený válečkovými stolicemi, jež jsou

umístěny na středních dílech. Tato část se souhrnně nazývá střední část pásového dopravníku. Na poháněcí stanici se dopravní pás obrací na poháněcím bubnu a již prázdný je unášen zpět k vratné stanici. Po trase dopravníku je nesený stejnými středními díly, avšak po vlastních válečkových stolicích, umístěných ve spodní části těchto dílů. Protože je tento pás již bez materiálu, rozteč válečkových stolic pro zpětné vedení je několikanásobně větší, než pro vedení zaplněného pásu. Na vratné stanici se přes vratný buben dopravní pás obrací na horní větev, kde je již opět nakládán materiál.



Obr. 1 - Doprava vytěženého materiálu

3 Válečky dálkové pásové dopravy

Ve společnosti Severočeské doly a.s., Doly Bílina je pro pásovou dopravu využito mnoho druhů různých válečků. Jedním z rozlišovacích znaků je, pro které dopravníky, resp. pro jakou šířku dopravního pásu jsou určeny. Rozměry válečků závisí na použité šířce dopravního pásu, a jsou uvedeny normě ČSN ISO 1537 [2]. Tato norma stanoví nejen rozměry válečků, ale i jejich uspořádání a vůle pro pásové dopravníky s korýtkovým dopravním profilem s nosnou tříválečkovou stolicí.

Dalším rozlišovacím znakem je způsob použití. Válečky, které podpírají naloženou část dopravního pásu, jsou **nosné válečky**, prázdnou (vratnou) spodní část podpírají **válečky vratné**. V místech dopadu materiálu z předchozího dopravníku nebo v násypce jsou použity **dopadové válečky**.

Nosné válečky jsou uspořádány do tříválečkových stolic, nebo spojeny do tříválečkových girland. Spodní vedení je voleno jako dvouválečkové. Dopadové válečky jsou zatíženy nejvíce, nejčastěji také dochází k jejich poškození a nutné výměně. Uspořádány jsou spojením do pětiválečkových girland.

3.1 Požadavky na válečky

Válečky představují podstatnou část mechanických prvků pásového dopravníku, a jsou na ně kladeny velké nároky. Vyžaduje se vysoká provozní spolehlivost a relativně dlouhá životnost. Z důvodu velkého počtu rotujících válečků je potřeba, aby měly minimální odpory proti pohybu a nízkou hmotnost.

K nejčastějším závadám válečků patří poškození ložisek, které mají velký vliv na provozní spolehlivost válečků. K opotřebení a prasknutí pláště nedochází často, spíše ve výjimečných případech. Ve většině případů, kdy dojde k nějakému poškození pláště, jsou na vině ložiska, kdy dojde k jejich zadření a tím zastavení válečku. Dopravní pás jedoucí po válečku se po něm začne smýkat a odírat plášť válečku. V některých případech může dojít až k úplnému prodření pláště válečku. Vzniklé ostré hrany jsou velkým rizikem pro dopravní pás, který se o tyto hrany může poškodit. Pravidelnými kontrolami válečků dopravní linky je nutné tomuto extrémnímu poškození předejít jejich včasnou výměnou.



Obr. 2 - Příklad poškození válečků

3.2 Údržba a montáž válečků

Kontroly válečků, jejich údržba a montáž jsou důležité činnosti, a každý výrobce válečků uvádí pokyny, jak je provádět:

- Montáž válečků do válečkových pražců na pásové transportéry provádí jen organizace a osoby k tomu oprávněné.
- Vkládání válečků do válečkových pražců nesmí být prováděno násilím, aby nedocházelo k jejich poškození.
- Správné uložení válečků ve válečkové stoličce musí být přezkoušeno ručním protočením, aby současně byla ověřena správná funkce válečků.
- Válečky vykazující funkční vady (váleček se neotáčí, opotřebované disky apod.) nutno včas vyměnit.
- Pro zavěšení girlandy do nosné konstrukce je nutné zkontrolovat spojení válečků a přezkoušet ručním protočením funkci girlandy.
- Během provozu je nutno kontrolovat správné zavěšení a zajištění provozní polohy girlandových stolic. Je nutno dbát, aby pryžový pás při provozu správně nabíhal na válečky v horní i dolní větvi pásového dopravníku, aby nedocházelo k nežádoucímu chodu pryžového pásu po okraji válečků, k jednostrannému zatěžování válečků a opotřebování pryžových disků a kotoučů.
- Girlandové stolice, resp. válečky vykazující funkční vady je nutno vyvést z provozní polohy a vyměnit.
- Válečky a girlandové stolice musí být měněny pouze při zastaveném dopravníku.

3.3 Válečky pro nosnou větev dopravního pásu

Podle způsobu montáže je možné rozdělit dopravníkové válečky do dvou základních skupin. Válečky mohou mít hřídel zakončenou osazením pro jejich montáž do zámků do válečkových stolic. Výhodou tohoto provedení je možnost případné výměny samostatného poškozeného válečku. Pro většinu pásových dopravníků od šíře dopravního pásma 1600 mm jsou však použity válečky, které se navzájem spojují do válečkových girland. Pro vedení zatížené (nosné) části pásma se používají válečkové girlandy spojené ze tří válečků, které jsou krajními válečky zavěšeny do držáků. Pro vedení prázdné (vratné) větve se používají dvouválečkové girlandy. Nevýhodou tohoto provedení je nemožnost rychlé výměny jednoho poškozeného válečku, bez rozpojení válečkových girland. Válečky jsou navzájem spojeny čepy a lamelami. V tomto případě se v provozu přistupuje k výměně celé válečkové girlandy a teprve později dochází v dílnách k demontáži jednotlivých válečků a výměně poškozeného válečku, a následně opět ke spojení girlandy pro opětnou montáž.

3.3.1 Válečky pro montáž do girlandových pražců

Pro horní nosnou větev dopravního pásu šířky dopravníků 1200 mm jsou použity samostatné hladké válečky, které se montují do girlandových pražců pomocí zámků. Po montáži vytvářejí tříválečkové stolice. V některých případech jsou tyto typy válečků montovány i na pásové dopravníky s šířkou dopravního pásu 1600 mm a 1800 mm.



Obr. 3 - Zakončení hřídele k montáži do zámků [3]

Pro pásové dopravníky šíře 1200 mm se používají následující typy válečků:

- Váleček hladký 133x465/6306, 3-21064-00120, je to váleček s Ø 133 mm a délkou 465 mm (Tranza a.s.).

Pro pásové dopravníky šíře 1600 mm se používají následující typy válečků:

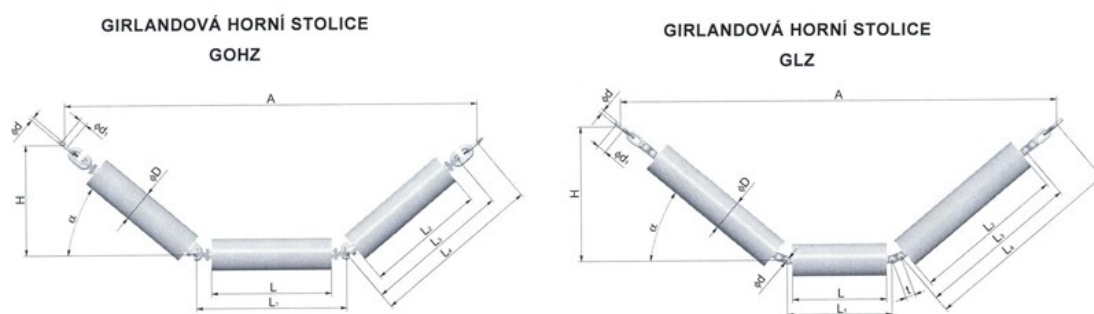
- Váleček hladký 159x670/6308 ST, 3-21074-00130, je to váleček s $\varnothing 159$ mm a délkou 670 mm (Tranza a.s.).

3.3.2 Válečky pro válečkové girlandy

Pro horní nosnou větev dopravního pásu 1600 – 2200 mm jsou nejčastěji použity tříválečkové girlandy s hladkými válečky. Používají se dvě provedení podle spojení válečků.

V případě girlandových stolic v provedení GLZ jsou boční válečky spojeny se středním pomocí čepů a lamel. Zavěšení girlandy na nosnou konstrukci je provedeno pomocí vyvšitelného závěsu „LO“, který umožňuje rychlé spuštění girlandy mimo provoz bez demontáže válečků.

V provedení GOHZ jsou hřídele válečků upraveny pro připojení ok a háků. Střední váleček je opatřen oky, boční váleček okem a hákem. Zavěšení girlandové stolice na nosnou konstrukci je provedeno přes „C“ závěs a vyvěšovací závěs „L“, který umožňuje spuštění stolice mimo provoz bez demontáže válečků.



Obr. 4 - Porovnání provedení válečkových girland

Obě provedení jsou navzájem zaměnitelné, ale nedoporučuje se kombinovat tyto varianty na jednom středním díle. Výhodnější je provedení GOHZ, u kterého lze jednoduše spojit jednotlivé válečky bez nutnosti použití nástrojů, a spojení válečků vykazuje větší pevnost. U provedení GLZ dochází vlivem rázového zatížení k natahování spojovacích lamel, resp. k otláčování otvoru pro čep (v krajním případě až k úplnému roztržení), a tím

ke změně geometrie celé girlandy. Stejné provedení se používá ve střední části dopravníku i na poháněcí stanici.

Pro pásové dopravníky šíře 1600 mm se používají následující typy válečků:

- Horní girlandová stolice GOHZ (Tranza a.s.), 3-22074-17611, je složena z jednoho válečku GO Ø 159x600 mm, a dvou válečků GOH Ø 159x600 mm.
- Horní girlandová stolice GLZ (Tranza a.s.), 3-22474-18613, je složena z jednoho válečku GL Ø 159x600 mm, a dvou válečků GL Ø 159x600 mm.

Pro pásové dopravníky šíře 1800 mm se používají následující typy válečků:

- Horní girlandová stolice GOHZ (Tranza a.s.), 3-22071-18606, je složena z jednoho válečku GO Ø 159x465 mm, a dvou válečků GOH Ø 159x750 mm.
- Horní girlandová stolice GLZ (Tranza a.s.), 3-22474-18608, je složena z jednoho válečku GL Ø 159x465 mm, a dvou válečků GL Ø 159x750 mm.

Pro pásové dopravníky šíře 2000 mm se používají následující typy válečků:

- Horní girlandová stolice GOHZ (Tranza a.s.), 1-22084-19611, je složena z jednoho válečku GO Ø 194x530 mm, a dvou válečků GOH Ø 194x850 mm.
- Horní girlandová stolice GLZ (Tranza a.s.), 1-22484-19613, je složena z jednoho válečku GL Ø 194x530 mm, a dvou válečků GL Ø 194x850 mm.

Pro pásové dopravníky šíře 2200 mm se používají následující typy válečků:

- Horní girlandová stolice GLZ (Tranza a.s.), 3-22484-10713, je složena z jednoho válečku GL Ø 194x530 mm, a dvou válečků GL Ø 194x950 mm.

Všechny uvedené válečky pro nosnou větev mají plášť z ocelové trubky, lisovaná čela válečků s ložisky, zalisovaná a zavařená v plášti válečku. Ložiska jsou kuličková, jednořadá s trvalou tukovou náplní, utěsněna zadním kroužkem a předním labyrintovým těsněním s tukovou předkomůrkou trvale naplněnou plastickým mazivem a vnější prachovkou. Válečky pro pevné válečkové stolice i girlandové stolice jsou určeny pro dopravní rychlost pásu max. $6,3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$.

3.4 Válečky pro spodní větev dopravního pásu

Pro spodní větev dopravního pásu jsou použity dvouválečkové stolice s diskovými nebo vlnovcovými válečky. Válečky mohou být montované samostatně do zámků na nosnou konstrukci, nebo mohou být spojené do dvouválečkových girland, a zavěšených na koncích do nosné konstrukce.



Obr. 5 - Dolní válečková girlanda

V případě spodní prázdné větve dopravního pásu je korýtkový profil po trase pásového dopravníku udržován pro lepší vedení dopravního pásu v ose dopravníku, sklon válečků je v tomto případě velmi malý, bývá v intervalu 12 – 15°. V některých místech je potřebné podepřít dopravní pás jediným delším válečkem, tím ho narovnat. Je to v místech, kde je namontován čistič pásu, pro jeho lepší funkci, nebo zpravidla v prostoru poháněcích a vratných stanic.

Pro spodní větev dopravního pásu pásového dopravníku šíře 1200 mm se používají následující typy válečků:

- Girlandová stolice dolní disková GLR (Tranza a.s.), 1-22574-15609, je složena ze dvou válečků diskových GLR Ø 89/159x670 mm.
- Girlandová stolice dolní vlnovcová GLR (Tranza a.s.), 1-22574-15610, je složena ze dvou válečků vlnovcových GLR Ø 89/159x670 mm.

Pro spodní větev dopravního pásu pásového dopravníku šíře 1600 mm se používají následující typy válečků:

- Girlandová stolice dolní disková GLR (Tranza a.s.), 1-22584-17609, je složena ze dvou válečků diskových GLR Ø 108/194x900 mm.
- Girlandová stolice dolní vlnovcová GLR (Tranza a.s.), 1-22384-17610, je složena ze dvou válečků vlnovcových GLR Ø 108/194x900 mm.

Pro spodní větev dopravního pásu pásového dopravníku šíře 1800 mm se používají následující typy válečků:

- Girlandová stolice dolní disková GLRD (Tranza a.s.), 3-22584-18609, je složena ze dvou válečků diskových GLRD Ø 108/194x1000 mm.
- Girlandová stolice dolní vlnovcová GLRV (Tranza a.s.), 3-22584-18610, je složena ze dvou válečků vlnovcových GLRV Ø 108/194x1000 mm.
- Girlandová stolice dolní vlnovcová GLR (Tranza a.s.), 1-22584-16610, je složena ze dvou válečků vlnovcových GLR Ø 108/194x1000 mm.

Pro spodní větev dopravního pásu pásového dopravníku šíře 2000 mm se používají následující typy válečků:

- Girlandová stolice dolní disková GLR (Tranza a.s.), 1-22594-19609, je složena ze dvou válečků diskových GLR Ø 133/245x1150 mm.
- Girlandová stolice dolní vlnovcová GLRV (Tranza a.s.), 3-22584-19610, je složena ze dvou válečků vlnovcových GLRV Ø 108/194x1150 mm.

Pro spodní větev dopravního pásu pásového dopravníku šíře 2200 mm se používají následující typy válečků:

- Girlandová stolice dolní disková GLR (Tranza a.s.), 1-22594-11709, je složena ze dvou válečků diskových GLR Ø 133/245x1250 mm.

Diskové a vlnovcové válečky jsou shodného provedení jako hladké válečky pro horní nosnou větev dopravního pásma. Na ocelový plášť válečku jsou nalisovány pryžové disky s rovnoměrným nebo nerovnoměrným rozložením.

Spodní girlandová stolice GL pro střední díly dálkové pásové dopravy sestává ze dvou diskových válečků spojených lamelami a čepy. Zavěšení spodní girlandové stolice a zajištění provozní polohy je provedeno pomocí článkového řetězu a západky, která umožňuje vyvěšení girlandové stolice mimo provoz.

3.5 Přechodové válečkové stolice

Přechodové válečkové stolice jsou válečkové stolice, které podepírají pás v přechodové vzdálenosti. Geometrie válečků v přechodové vzdálenosti se může lišit tak, aby se mohl profil změnit z korýtkového na plochý. Montují se například před horní poháněcí buben na poháněcí stanici, nebo jako výběhové girlandové stolice na vratné stanici.

Příklad používaných přechodových válečků:

- Váleček hladký Ø 194x750 mm, 3-21084-00081 (přechodová stolice před poháněcím bubnem, pro pásové dopravníky 2000 mm).

3.6 Dopadové válečky

Dopadové válečky jsou přizpůsobeny k tlumení rázů, které vznikají při dopadu dopravovaného materiálu na dopravní pás. Požívají se spojené do pětiválečkové girlandy. Pro tlumení rázů válečky mohou mít na svém plášti nalisovány pryžové kotouče, nebo se používají hladké válečky, a tlumení je zajištěno v místě zavěšení konců dopadových girland. Jednotlivé válečky jsou navzájem spojeny zesílenými lamelami a čepy, na koncích válečkových girland je nasazen křížový závěs, za který je dopadová girlanda zavěšena v konstrukci násypky. Závěs prochází přes pružné uložení, které tlumí vznikající rázy.



Obr. 6 - Zavěšení dopadových válečků pod násypkou

Příklady používaných dopadových válečků:

- Girlandová stolice horní atypická, pětiválečková GLKK (Tranza a.s.), 5x190x380 mm, L2=298 mm, 3-23384-18601, hladké válečky (pro pásové dopravníky 1800 mm).
- Girlandová stolice horní, pětiválečková GLKK (Tranza a.s.), 5x192x315 mm, 3-23384-18601, hladké válečky (pro pásové dopravníky 1600 mm).
- Dopadový váleček (Tranza a.s.) Ø 192x380 mm, 3-22484-00101.

3.7 Válečky do regulačních stolic

Pro lepší vedení dopravního pásma v ose pásového dopravníku, jsou montovány tzv. negativní regulační stolice. Vždy jsou umístěny na vratné stanici pásového dopravníku před vratný buben. Dále mohou být umístěny na poháněcí stanici pásového dopravníku (jsou pouze na některých typech), nebo i ve střední části dopravníku. Mohou být ve dvouválečkovém nebo tříválečkovém provedení.



Obr. 7 - Tríválečková pevná regulační stolice

Některé negativní stolice jsou nepohyblivě upevněny a mají větší sklon bočních válečků (provedení pro vratné stanice). Používají se též pohyblivé regulační stolice, a jejich regulace může nastat dvojím způsobem. Na trase pásového dopravníku mohou být umístěny samoregulační stolice, které se vychylují podle vybočování dopravního pásu. Při vybočení do strany najede dopravní pás do strážního válečku, který je umístěn na okrajích regulační stolice, a tím vychýlí celou regulační stolicí, která svým natočením navádí dopravní pás zpět k ose pásového dopravníku.

Dalším typem je ručně nastavitelná negativní regulační stolice. Regulace se provádí táhlem vyvedeným mimo pásový dopravník, jehož pohybem se provádí natáčení regulační stolice do požadované polohy. Jemnější regulaci lze zajistit nasazením ovládacího šroubu na táhlo regulační stolice, kdy je možné zajištění v každé požadované poloze.

Příklady používaných válečků do regulačních stolic:

- Regulační negativní stolice se třemi válečky Ø 192x860 mm, 3-23384-00116_00 (pro pásové dopravníky 2000 mm).
- Regulační negativní stolice s třemi hladkými válečky Ø 159x465 mm (pro pásové dopravníky 1200 mm).
- Regulační negativní stolice s dvěma hladkými válečky Ø 159x670 mm, a jedním válečkem Ø 159x900 mm (pro pásové dopravníky 1800 mm).
- Váleček hladký Ø 159x750 mm, 3-22474-00134 (pro pásové dopravníky 1200 mm).

- Váleček hladký Ø 159x670/6308, 3-21074-00130 (pro pásové dopravníky 1200 mm).

V případě válečků do regulačních stolic je zde uvedeno typické použití na dané šířce dopravníku. Neplatí to však ve všech případech. Velikost a provedení válečků závisí na provedení vratné stanice, nebo provedení konstrukce v místě, kde jsou regulační stoly umístěny. Není výjimečné, kdy na stejných typech dopravníků jsou použity jiné regulační stoly a s odpovídajícími válečky.

3.8 Strážní válečky

Strážní válečky se používají do samostavných regulačních stolic. Mají plášť z ocelové trubky, lisovaná čela s ložisky zalemovaná v plášti válečku. Dvoustupňové labyrintové těsnění s tukovou předkomůrkou. Osa válečku má osazení pro zajištění v držáku samostavné regulační stoly.

Dále se strážní válečky používají ve snímačích vybočení dopravního pásu v poháněcích a vratných stanicích. Najetí dopravního pásu na tento váleček způsobí jeho vyklonění (je montován do otočného, resp. sklápěcího držáku), tím dojde k zapůsobení bezpečnostního zařízení a následně k vypnutí dopravníku.

Příklad používaných strážních válečků:

- Váleček strážní Ø 108x200 / 6206, 3-21454-00006 (regulační stoly, snímače vybočení dopravního pásu).
- Váleček hladký Ø 108x315 / 6204, 3-20054-00125 (snímače vybočení dopravního pásu).

Oba výše uvedené typy válečků se používají podle použitých snímačů vybočení na dopravnících s šířkou pásma od 1200 mm, do 2200 mm.

3.9 Životnost válečků podle výrobce

Pro uvedené válečky je zpracována jejich průměrná výpočtová životnost, která je přibližně 30 000 provozních hodin pro válečky TRANZA (dnes Transroll s.r.o.) a přibližně 70 000 provozních hodin pro válečky Precismeca-Montan.

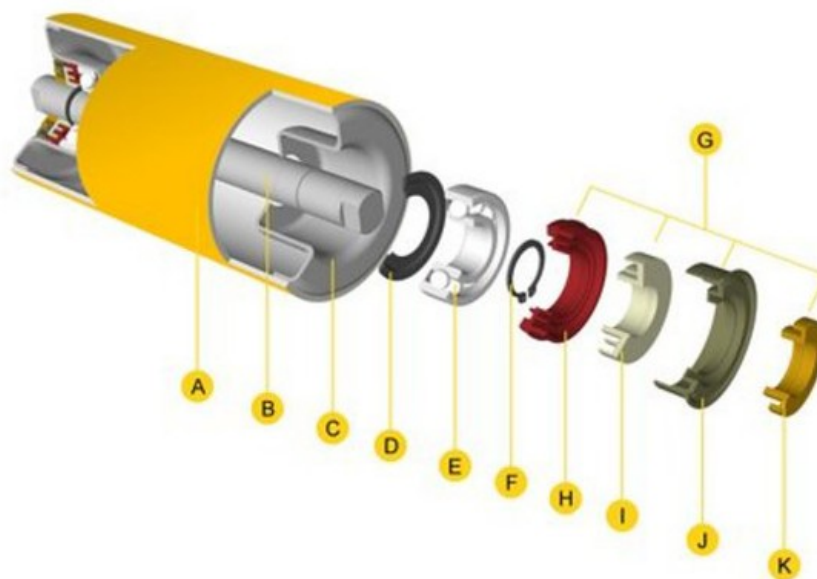
Bližší informace o životnosti dopravníkových válečků a o faktorech, které ovlivňují životnost, jsou uvedeny v kapitole 9.

4 Konstrukce válečků pro pásové dopravníky

Rozměry válečků, jejich uspořádání a vůle pro pásové dopravníky s korýtkovým profilem s nosnou tříválečkovou stolicí udává mezinárodní norma ČSN ISO 1537. Průměry nosných válečků, konstruovaných a vyráběných z ocelových trubek, musí odpovídat ISO 64. Délky válečků uvedené v ČSN ISO 1537 platí pro stabilní dopravníky, pro důlní dopravníky platí jiné délky. V největší míře jsou na pásové dopravníky osazovány válečky s ocelovým pláštěm. V současné době několik firem vyvíjí a vyrábí válečky vyrobené z plastu, které by mohly být rovnocennou náhradou za kovové válečky.

4.1 Dopravníkové válečky s kovovým pláštěm

Příkladem pro konstrukci jednotlivých dílů dopravníkových válečků může být vývoj a výroba firmy Transroll, s.r.o., které jsou založeny na dlouhodobých zkušenostech.



Obr. 8 - Rozpad válečku (Transroll, s.r.o.) [4]

4.1.1 Plášť válečku

Plášť válečku (A) je vyroben z bezešvých nebo podélně svařovaných přesných ocelových trubek tř. ISO 4200. Tloušťka stěny odpovídá zatížení a provozním podmínkám,

pro které je váleček určen a je optimalizován výpočtem metodou MKP (metoda konečných prvků) a je ověřena dlouhodobým testováním. [4]

4.1.2 Hřídel

Hřídel (B) je tažena z tyčí tř. ISO 1035 - 1, ISO 1035-4, EN 10278. Konce hřídele jsou obrobena na CNC strojích. Hřídel je broušena s tolerancí ISO h6. [4]

4.1.3 Pouzdro ložiska

Pouzdro ložiska (C) je lisováno z kvalitního, hluboko-tažného plechu. Tloušťka plechu odpovídá zatížení a provozním podmínkám, pro které je váleček určen, je optimalizována výpočtem metodou FEM (metoda konečných prvků) a ověřena dlouhodobým testováním. Uložení ložiska je s tolerancí ISO M7. [4]

4.1.4 Těsnění – vnitřní těsnění

Vnitřní těsnění (D) je vyrobeno ze speciálního materiálu na bázi polyamidu. Svým tvarem brání pronikání nečistot z vnitřního prostoru válečku. [4]

4.1.5 Ložisko

Jsou používána jednořadá kuličková ložiska (E), s rozměry podle ISO 15 s radiální vůlí C3, která je optimální pro chod válečku. Ložiska jsou naplněna vodu odpuzujícím mazivem na lithiové bázi. Ložiska jsou plněna mazivem do 70 % prostoru ložiska, což umožňuje provoz bez potřeby mazání v průběhu celé životnosti. Podle provozních podmínek jsou používána ložiska bez krytí nebo s krytím R, 2R, Z, 2Z Pro extrémně náročné podmínky jsou používána dvouřadá naklápěcí soudečková ložiska. [4]

4.1.6 Pojistný kroužek

Pojistný kroužek (F) je vyroben z kalené pružinové oceli podle normy DIN 471. Zabráňuje axiálnímu pohybu hřídele. [4]

4.1.7 Labyrintový těsnicí systém

Labyrintový těsnicí systém (G) se skládá z několika těsnících elementů, které chrání ložisko před znečištěním zvenjšku. Systém má dvě části – vnitřní labyrint (H) a vnější labyrint (I), chráněné krytkou a hřídelovým kroužkem (K). Elementy labyrintového těsnícího systému jsou vyrobeny z polyamidu (vnitřní a vnější labyrint) a z polypropylenu s UV stabilizátorem (vnější krytka a hřídelový kroužek). Válečky určené pro drsné podmínky mají vnější krytku (J) z ocelového plechu. U válečků s ložisky 6310 a 6312 jsou vnitřní a vnější labyrint (H, I) vyrobeny ze Siluminu - hliníkové slitiny. Labyrintový systém může být vybaven třecím kroužkem pro zabránění vnikání vody. [4]

4.2 Dopravníkové válečky s plastovým pláštěm

Válečky s plastovým pláštěm mají stejnou konstrukci, jako kovové válečky. Hlavním rozdílem je tedy použití plastu pro výrobu pláště válečku.

4.2.1 Plášť válečku

V závislosti na výrobcí a určení může být plášť válečku vyroben z polyethylenové trubky. Konkrétním materiálem může být látka, která se nazývá EXALON, vhodná jako materiál pro výrobu pláště nosných válečků zejména těžkých pásových dopravníků.



Obr. 9 - Plastový váleček (DvB-AF s.r.o.)

4.2.2 Pouzdro ložiska

Pouzdro ložiska může být vyrobeno ze stejného (nebo podobného) materiálu, který byl použit pro výrobu pláště válečku.

Ostatní části použité pro konstrukci plastového válečku jsou shodné, jako v případě válečku z kovu.

5 Konstrukční návrh válečku pro dálkovou pásovou dopravu

Návrh válečku bude podle zadání proveden pro pásové dopravníky s šířkou dopravního pásma $B = 1800 \text{ mm}$. Jedná se o návrh hladkého válečku pro nosnou větev dopravního pásu použitelného pro dálkovou pásovou dopravu v povrchových dolech. Provedení válečku bude s pevnou osou a otočným válečkem, konce hřídele budou uzpůsobeny pro montáž do zámků. Po dohodě s vedoucím bakalářské práce se zaměřím na konstrukci válečku, který bude mít plášť vyrobený z plastu. Podle informací získaných od společnosti, DvB-AF s.r.o., která se mimo jiné zabývá vývojem plastových válečků, jsem získal informace o uvažovaném materiálu pro jeho výrobu. Jedná se o polyetylen, s obchodním názvem Polystone[®] M-FLAMETECH-EL-OXY33 od společnosti Röchling.

Válečky s pevnou osou mají výhodu ve snadné vyměnitelnosti jednotlivých válečků, mají dobrý chod i při lehčím zdeformování a nepřesnosti uložení.

5.1 Základní rozměry pláště válečku

Rozměry navrhovaného válečku jsou doporučeny v normě ČSN ISO 1537 [2]. Podle *Tabulky 1 – Vnější průměry, d_1 , nosných a spodních válečků* [2], zvolím nejbližší doporučený rozměr, v závislosti na dostupném materiálu, který bude použit pro výrobu pláště.

Plášť válečku bude zhotoven z polyethylenu, s obchodním názvem Polystone[®] M-FLAMETECH-EL-OXY33. Rozměr bude odpovídat používaným válečkům pro dálkovou pásovou dopravu s šířkou dopravního pásma $B = 1800 \text{ mm}$, tedy průměr válečku $D = 159 \text{ mm}$.

V *Tabulce 2 – Délky nosných válečků* [2] jsou uvedeny doporučené délky nosných válečků pro tříválečkovou stolicí, s ohledem na šířku dopravního pásu. Tyto délky válečků se hlavně používají pro stabilní dopravníky, a pro důlní dopravníky to plně neplatí. V tomto případě použiji zde navrhovanou délku válečku, protože odpovídá válečkovým stolicím používaných v povrchových dolech. Pro šířku dopravního pásu $B = 1800 \text{ mm}$, je zde doporučená délka pláště nosného válečku $L = 670 \text{ mm}$.

Síla stěny pláště válečku je v jeho střední části 18 mm , v místě usazení ložiskových pouzder je 12 mm . Rozdíl tvoří osazení pro vymezení polohy ložiskových pouzder vůči plášti válečku. Vzájemné zajištění je tvořeno těsným uložením a následným zajištěním vnitřním pojistným kroužkem, který zapadá do drážky na okraji pláště válečku.

5.2 Hřídel

Bude vyrobena tažením z tyče tř. ISO 1035 - 1, ISO 1035-4, EN 10278. Tažená tyč pro výrobu hřídele bude dodána podle ČSN EN 10060 (náhrada za ČSN 42 5510-1, která zahrnovala výše uvedené normy ISO 1035). Materiál hřídele je ocel 11 523.0. Jedná se o tyč, která je tažená zastudena, tepelně nezpracovaná. Mez kluzu $R_e = 410 \text{ MPa}$, mez pevnosti $R_m = 540 \text{ MPa}$.

Konce hřídele budou obrobena na požadované zakončení pro montáž válečku do zámků na válečkových stolicích. Průměr konce hřídele a jeho tvar musí odpovídat stolicím pro pásové dopravníky šířky $B = 1800 \text{ mm}$, a tedy rozměry konců os budou podle *Tabulky 4* [2]:

Průměr zakončení hřídele	$d = 35 \text{ mm}$
Průměr hřídele odpovídající vnitřnímu průměru ložiska	$d_h = 40 \text{ mm}$
Šířka (zámku) hřídele uchycení do stolice	$s = 22 \text{ mm}$
Délka zámkové části hřídele	$m = 12,5 \text{ mm}$
Vzdálenost zámkové části od konce pláště	$n = 4 \text{ mm}$

5.3 Pouzdro ložiska (čelo válečku)

Čelo válečku bude vyrobeno z polyetylenu, s obchodním názvem Polystone® M-FLAMETECH-EL-OXY33. Bude tvořit mezikruží mezi pláštěm válečku a z vnitřní části ložiskem a těsnícím systémem.



Obr. 10 - Pouzdro ložiska

5.4 Ložisko

Standardně jsou pro válečky používána jednořadá kuličková ložiska s rozměry podle ISO 15 s radiální vůlí C3. Podle provozních podmínek volím ložisko s kontaktním těsněním na jedné straně, zesíleným ocelovým kroužkem, s označením RS1. Těsnění ložiska je orientováno směrem ke středu válečku. Ložiska jsou naplněna vodou odpuzujícím mazivem na lithiové bázi, s trvalou tukovou náplní, bez možnosti jejího doplňování.

Volba konkrétního ložiska bude provedena na základě výpočtů v další části této bakalářské práce.

5.5 Těsnicí systém

Těsnicí systém bude tvořen dvoustupňovým labyrintovým těsněním a celkově se skládá ze čtyř částí:

- Labyrint vnitřní
- Labyrint vnější
- Krytka
- Kroužek



Obr. 11 - Řez těsnícím systémem

Součásti labyrintu jsou vyrobeny z polyetylenu – Liten MB 62. Prostor mezi bříty labyrintu bude vyplněn mazivem pro zachycení jemných prachových částic.

Z vnější strany bude labyrintové těsnění chránit krytka a hřídelový kroužek, které zajišťují prostor před vniknutím větších nečistot, a jejich prostor je naplněn mazacím tukem.

Krytka je vyrobena z ocelového plechu o síle 1 mm, z materiálu 11 321.21.

Hřídelový kroužek je vyroben z polypropylenu – Mosten MT 935.

Všechny tyto části se dodávají jako náhradní díly pro těsnění standardních válečků pro pásové dopravníky od firmy Tranza (dnes Transroll s.r.o.), jedná se o provedení L 4. Pro konstrukci plastového válečku je tato sestava těsnícího systému vyhovující.

6 Zatížení pásového dopravníku (válečku)

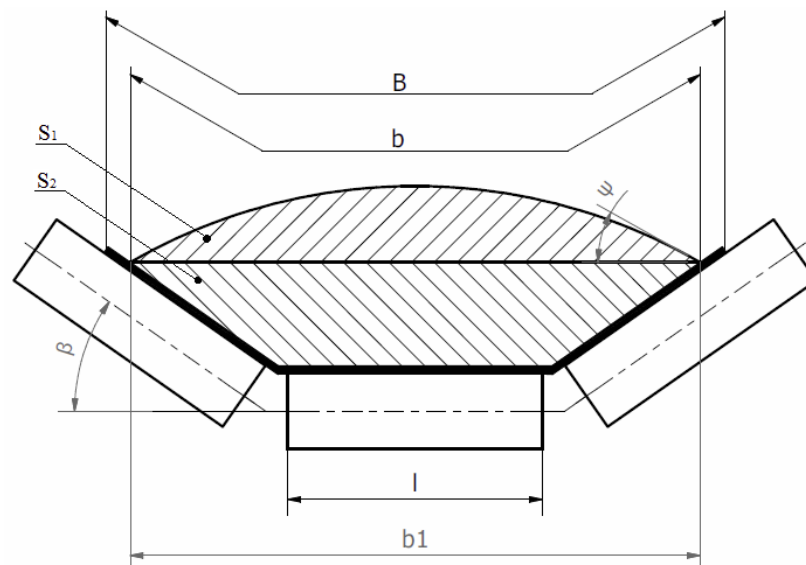
Pro volbu ložiska a pro pevnostní výpočty válečku je třeba zjistit, jaké bude jeho provozní zatížení. Do zatížení je třeba zahrnout hmotnost dopravovaného materiálu, a hmotnost dopravního pásu. Zjištěné statické zatížení vynásobím dynamickým součinitelem, který zohledňuje působící rázy od dopravy kusovitého materiálu, a případný nerovnoměrný chod dopravníku.

Zjistím průřez náplně pásu pro dopravník šířky $B = 1800 \text{ mm}$, a následně z něj zjistím, jaké bude zatížení jednotlivých válečků. Největší zatížení působí na střední váleček pro trojválečkové uspořádání vedení dopravního pásma. Každý váleček obsahuje dvě ložiska rozmístěné symetricky, z toho vyplývá, že každé ložisko je tedy zatíženo jednou polovinou celkového zatížení válečku.

6.1 Průřez náplně pásu

Velikost teoretického průřezu náplně dopravníku je dána těmito parametry:

- velikost ložné šířky dopravního pásu (využitá šířka)
- tvar příčného průřezu
- dynamický sypaný úhel dopravovaného materiálu
- tvar povrchu náplně dopravovaného materiálu při dopravě



Obr. 12 - průřez materiálem na tříválečkové stolici

- b_1 [mm] – šířka rozložení těživa
 β [°] – úhel sklonu bočních válečků
 ψ_d [°] – dynamický sypný úhel přepravovaného materiálu

pro:

$$\beta = 35^\circ$$

$$L = 670 \text{ mm}$$

Velikost ložné šířky dopravního pásu odpovídá skutečně zaplněné a tedy využitě šířce pásu, která nese dopravovaný materiál. Vztah pro výpočet [5] je závislý na šířce dopravního pásu a pro $B < 2000 \text{ mm}$ platí:

$$b = 0,9 \cdot B - 50 \text{ [mm]} \tag{6.1}$$

$$b = 0,9 \cdot 1800 - 50 = \underline{\underline{1570 \text{ mm}}}$$

Dynamický sypný úhel je závislý na vlastnostech materiálu, a na prostředí, kde je materiál přepravován. V mém případě budu vycházet z [6], konkrétně z tabulky 3.1 – Hodnoty sypné hmotnosti a dynamického sypného úhlu v závislosti na materiálu.

Tabulka 1: výběr z tabulky 3.1 [6]

Materiál	Sypná hmotnost $\rho_s [kg \cdot m^{-3}]$	Dynamický sypný úhel $\psi_d [^\circ]$
Hlína suchá	960 – 1200	20
Hlína těžená	1200	20
Písek mokrý	1800 – 2100	10 – 15
Písek suchý	1300 – 1600	10 – 15
Skrývka	1300 – 1800	12 – 20
Uhlí hnědé	700 – 1000	15 – 20
Zemina těžená	1120 – 1280	10 – 20
Zemina s jílem, vlhká	1600 – 1760	25

Pro předpokládané použití válečků v dálkové pásové dopravě tedy volím dynamický sypný úhel a sypnou hmotnost podle těžené zeminy, která má vyšší sypnou hmotnost než při možné dopravě uhlí, pro které jsou také tyto dopravníky použity:

$$\psi_d = 20^\circ$$

$$\rho_s = 1280 \, kg \cdot m^{-3}$$

$$b_1 = L \cdot (L - \cos \beta) + b \cdot \cos \beta \quad (6.2)$$

$$b_1 = 670 \cdot (670 - \cos 35) + b \cdot \cos 35 = \underline{\underline{1407 \, mm}}$$

Nejrozšířenějším tvarem povrchu náplně v dopravě pásovými dopravníky je parabolický profil, a proto s ním bude v dalším postupu počítáno.

6.2 Výpočet plochy průřezu přepravovaného materiálu

Výpočet plochy průřezu dopravované náplně pro tříválečkové provedení pásových dopravníků uvádí např. norma ČSN ISO 5048 [5], nebo také [6]. Tato plocha je rozdělena na dvě části. Plocha S_1 závisí na tvaru uspořádání válečkových stolic, a plocha S_2 závisí na tvaru povrchu náplně.

$$S = S_1 + S_2 \quad (6.3)$$

$$S = \frac{1}{6} \cdot b_1^2 \cdot \operatorname{tg} \psi_d + \frac{1}{4} \cdot (b_1^2 - L^2) \cdot \operatorname{tg} \beta \quad (6.4)$$

$$S = \frac{1}{6} \cdot 1,407^2 \cdot \operatorname{tg} 20 + \frac{1}{4} \cdot (1,407^2 - 0,67^2) \cdot \operatorname{tg} 35 = \underline{\underline{0,499 \, m^2}}$$

$S [m^2]$ – celková plocha průřezu náplně

$S_1 [m^2]$ – plocha horní části průřezu

$S_2 [m^2]$ – plocha dolní části průřezu

$b_1 [mm]$ – šířka rozložení těživa

$\beta [^\circ]$ – úhel sklonu bočních válečků

$\psi_d [^\circ]$ – dynamický sypaný úhel přepravovaného materiálu

$L [mm]$ – délka válečku

pro:

$$\beta = 35^\circ$$

$$\psi_d = 20^\circ$$

$$L = 670 \, mm$$

$$b_1 = 1407 \, mm$$

6.3 Výpočet statického zatížení středního válečku

Střední váleček je při tříválečkovém provedení nejvíce zatěžovaným, proto budu dále počítat zatížení právě pro tento váleček.

Zatěžován je od přepravovaného materiálu, a budu jej počítat z plochy průřezu, která se nachází nad tímto válečkem. Hmotnost materiálu zatěžující jeden váleček záleží na rozteči jednotlivých válečků. Dále je třeba připočítat hmotnost dopravního pásu.

6.3.1 Zatížení od přepravovaného materiálu

$$S_v = L \cdot \left[\frac{1}{2} \cdot (b_1 - L) \cdot \operatorname{tg} \beta + \frac{1}{4} \cdot \left(b_1 - \frac{1}{3} \cdot \frac{L^2}{b_1} \right) \cdot \operatorname{tg} \psi_d \right] \quad (6.5)$$

$$S_v = 0,67 \cdot \left[\frac{1}{2} \cdot (1,407 - 0,67) \cdot \operatorname{tg} 35 + \frac{1}{4} \cdot \left(1,407 - \frac{1}{3} \cdot \frac{0,67^2}{1,407} \right) \cdot \operatorname{tg} 20 \right]$$

$$S_v = \underline{\underline{0,326 \text{ m}^2}}$$

$S_v \text{ [m}^2\text{]}$ – plocha průřezu náplně nad středním válečkem

$b_1 \text{ [mm]}$ – šířka rozložení těživa

$\beta \text{ [}^\circ\text{]}$ – úhel sklonu bočních válečků

$\psi_d \text{ [}^\circ\text{]}$ – dynamický synný úhel přepravovaného materiálu

$L \text{ [mm]}$ – délka válečku

pro:

$$\beta = 35^\circ$$

$$\psi_d = 20^\circ$$

$$L = 670 \text{ mm}$$

$$b_1 = 1407 \text{ mm}$$

Pro výpočet zatížení z plochy nad středním válečkem, je ještě připočten vliv zatížení z dopravovaného materiálu nad krajními válečky.

$$G_m = [(S - S_v) \cdot \sin^2 \beta + S_v] \cdot t \cdot \rho_s \cdot g \quad (6.6)$$

$$G_m = [(0,499 - 0,326) \cdot \sin^2 35 + 0,326] \cdot 1 \cdot 1280 \cdot 9,81$$

$$G_m = \underline{\underline{4805 \text{ N}}}$$

$G_m [N]$ – zatížení válečku od materiálu

$t [m]$ – rozteč válečků

$\beta [^\circ]$ – úhel sklonu bočních válečků

pro:

$$t = 1000 \text{ mm}$$

6.3.2 Zatížení od dopravního pásu

Pro pásové dopravníky šířky $B = 1800 \text{ mm}$ bude použit dopravní pás P 200/4, 4+1, 8+4, jeho měrná hmotnost $m_m = 25,9 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2}$.

$$G_p = [(B - L) \cdot \sin^2 \beta + L] \cdot t \cdot m_m \cdot g \quad (6.7)$$

$$G_p = [(1,8 - 0,67) \cdot \sin^2 35 + 0,67] \cdot 1 \cdot 25,9 \cdot 9,81$$

$$G_p = \underline{\underline{265 \text{ N}}}$$

$G_p [N]$ – zatížení válečku od dopravního pásu

6.3.3 Celkové zatížení středního válečku

Pro výsledné zatížení středního válečku sečteme zatížení od dopravovaného seriálu a zatížení od vlastního dopravního pásu.

$$G_c = G_m + G_p \quad (6.8)$$

$$G_c = 4805 + 265$$

$$G_c = \underline{\underline{5070 \text{ N}}}$$

6.4 Výpočet zatížení středního válečku navýšeného dynamickým součinitelem

Při dopravě kusovitého materiálu, dochází při přechodu materiálu přes jednotlivé válečky k rázům. Tyto rázy je třeba zahrnout do výpočtu zatížení válečku. Vypočítané zatížení je třeba zvětšit dynamickým součinitelem. Podle [7] je možné volit součinitel nárazů $\varphi = 1,5$. Při dopravě velmi kusovitého materiálu je možné volit součinitel $\varphi = 2,5$. Přeprava velmi kusovitého materiálu nebývá dodavateli pásových dopravníků doporučována. V takových případech je třeba těžný materiál rozmělnit na menší kusovitost, například vsazenými drtiči, ještě před naložením dopravovaného materiálu na pásový dopravník. Budu tedy volit dynamický koeficient o hodnotě $\varphi = 1,5$.

$\varphi [-]$ – dynamický součinitel

$G_d [N]$ – zatížení navýšené o dynamický součinitel

$$G_d = G_c \cdot \varphi \quad (6.9)$$

$$G_d = 5070 \cdot 1,5$$

$$G_d = \underline{\underline{7604 \text{ N}}}$$

7 Volba ložiska

Pro volbu ložiska jsem v předchozím textu zjistil zatížení středního válečku. Na základě těchto výpočtů porovnám možnosti použití valivých a kluzných ložisek. Volba správného ložiska je jedním ze základních parametrů, které mají velký vliv na celkovou životnost válečků, proto je potřeba jí věnovat patřičnou pozornost.

7.1 Životnost ložiska

Budu počítat s předpokládanou dobou životnosti válečků 4 roky provozu, co odpovídá $L_D = 35\,000\text{ h}$. Tuto předpokládanou životnost uvádí také dosavadní výrobci válečků pro dálkovou pásovou dopravu, proto by v novém návrhu neměla být tato hodnota menší.

7.2 Valivá ložiska

Pro výpočet životnosti valivého ložiska jsem vycházel z informací normy ČSN ISO 281 [8], která je překladem mezinárodní normy ISO 281:1990, a dále jsem vycházel z informací z katalogu firmy SKF.

Při výpočtech ložisek výrobci používají *základní výpočtovou trvanlivost* L_{10} , což je předpokládaná hodnota trvanlivosti založená na základní radiální dynamické únosnosti, přiřazená 90% spolehlivosti. Výrobci ložisek se dohodli, že smluvní hodnota počtu otáček odpovídající *základní (radiální nebo axiální) dynamické únosnosti* každého ložiska uvedeného v katalogu je 10^6 otáček, a tento počet otáček považují za základní výpočtovou trvanlivost ložiska L_{10} .

Pro výpočet trvanlivosti ložiska se uvádí tento vztah:

$$C = F_d \cdot \left(\frac{L_D \cdot n_D \cdot 60}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (7.1)$$

C [kN] – základní dynamická únosnost

F_d [kN] – radiální zatížení

$$F_d = \frac{G_d}{2} \quad (7.2)$$

$$F_d = \frac{7604}{2} = \underline{\underline{3802 \text{ N}}} = \underline{\underline{3,802 \text{ kN}}}$$

$L_D [h]$ – požadovaná základní trvanlivost

Pro požadovanou životnost ložiska 4 roky je:

$$L_D = 35\,000 \text{ h}$$

$n_d [\text{min}^{-1}]$ – požadovaná frekvence otáčení

$$n_d = \frac{v \cdot 60}{\pi \cdot D} \quad (7.3)$$

$$n_d = \frac{5 \cdot 60}{\pi \cdot 0,159} = \underline{\underline{600 \text{ min}^{-1}}}$$

$n_d [\text{min}^{-1}]$ – otáčky válečku

$v [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$ – dopravní rychlost

$D [m]$ – průměr pláště válečku

pro:

$$v = 5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$D = 159 \text{ mm}$$

Nyní již znám všechny parametry pro výpočet požadované základní dynamické únosnosti valivého ložiska.

$$C = 3,802 \cdot \left(\frac{35000 \cdot 600 \cdot 60}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}} = \underline{\underline{41,079 \text{ kN}}}$$

Na základě vypočítané hodnoty, vyhledám v katalogu ložisek SKF odpovídající typ. Vyhledané ložisko je: **jednořadé kuličkové ložisko 6308**, toto ložisko má výrobcem danou dynamickou únosnost $C = 42,3 \text{ kN}$, což je o něco vyšší a tedy odpovídající hodnota, a je tedy vyhovující pro zjištěné provozní zatížení a požadovanou životnost ložiska. Pro můj návrh zvolím typ ložiska **6308-RS1**, to je ložisko s vlastním těsněním na jedné straně, které bude montováno směrem ke středu válečku.

7.3 Kluzná ložiska

Pro návrh velikosti a typu použitého kluzného ložiska jsem vycházel z informací katalogu ložisek firmy SKF [9]. Nejdříve zjistím, jaké je měrné zatížení ložiska. Pro prvotní zjištění začnu ověřovat možnost použití ložiska s průměrem hřídele v místě uložení $d_h = 40 \text{ mm}$ (stejný průměr má vyhovující valivé ložisko).

$$p = K \cdot \frac{F_d}{C} \tag{7.4}$$

$p \text{ [MPa]}$ – měrné zatížení ložiska

$F_d \text{ [kN]}$ – dynamické zatížení ložiska

$C \text{ [kN]}$ – dynamická únosnost z katalogu ložisek

$K \text{ [MPa]}$ – součinitel měrného zatížení

$d_h \text{ [mm]}$ – průměr hřídele v místě uložení (ložisko)

$K = 80 \text{ MPa}$ – pro materiál kompozit B a E

$K = 120 \text{ MPa}$ – pro materiál kompozit M

$d_h = 40 \text{ mm}$

Výpočty doplním do tabulky, protože bude třeba zjistit, jaké ložisko bude odpovídat požadovanému zatížení, takže bude třeba provést výpočty pro několik průměrů ložiska $d_h = 40 - 65 \text{ mm}$, v kroku po 5 mm .

Dále bude třeba zjistit kluznou rychlost, která se bude lišit podle průměru ložiska, takže tyto hodnoty uvedu v tabulce k odpovídajícímu průměru ložiska.

$$v_k = d_h \cdot \pi \cdot n_d \quad (7.5)$$

$n_d [\text{min}^{-1}]$ – otáčky válečku

$v_k [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$ – kluzná rychlost ložiska

$d_h [\text{mm}]$ – průměr hřídele (ložiska)

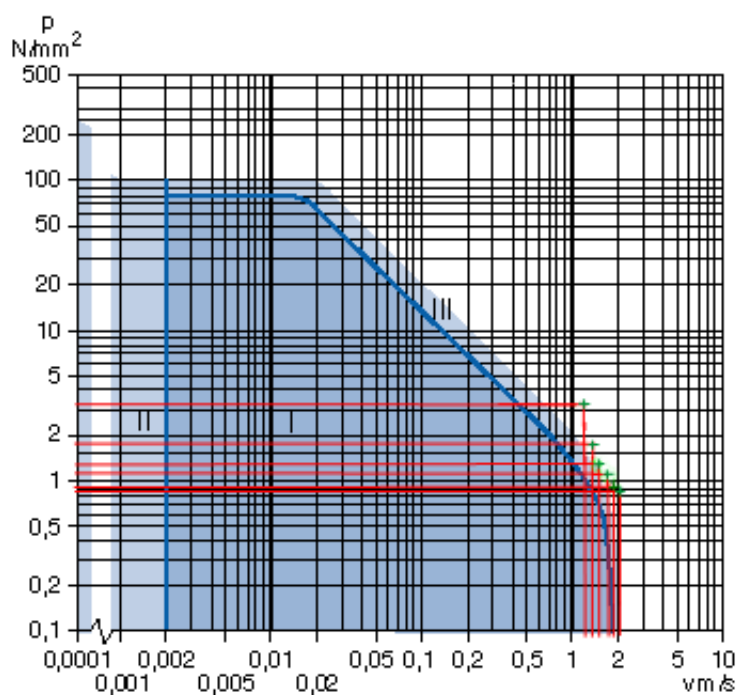
pro:

$$n_d = 600 \text{ min}^{-1}$$

Obě vypočítané hodnoty porovnáám podle diagramu 1 a diagramu 2 [9], kde je vyznačen provozní rozsah p (měrné zatížení ložiska) a v_k (kluzná rychlost) kluzných ložisek s kompozitem.

Tabulka 2: Výpočty pro kluzné ložisko s materiálem kompozitu B/E, $K = 80 \text{ MPa}$ dle (7.4) a (7.5)

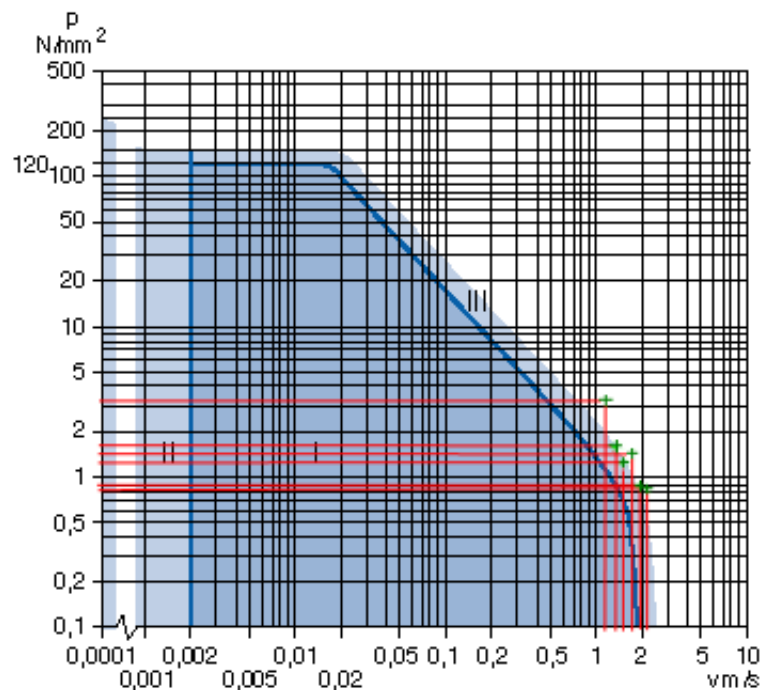
$d_h [\text{mm}]$	$p [\text{MPa}]$	$v_k [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$	výsledek
40	3,271	1,257	mimo provozní rozsah
45	1,728	1,414	mimo provozní rozsah
50	1,294	1,571	mimo provozní rozsah
55	1,17	1,728	mimo provozní rozsah
60	0,908	1,885	mimo provozní rozsah
65	0,845	2,042	mimo provozní rozsah



Obr. 13 - Diagram 1: Provozní rozsah pv kluzných ložisek s kompozitem, materiál B/E (SKF)

Tabulka 3: Výpočty pro kluzné ložisko s materiálem kompozitu M, $K = 120 \text{ MPa}$ dle (7.4) a (7.5)

$d_h [\text{mm}]$	$p [\text{MPa}]$	$v_k [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$	výsledek
40	3,259	1,257	mimo provozní rozsah
45	1,722	1,414	mimo provozní rozsah
50	1,285	1,571	mimo provozní rozsah
55	1,404	1,728	mimo provozní rozsah
60	0,912	1,885	mimo provozní rozsah
65	0,845	2,042	mimo provozní rozsah



Obr. 14 - Diagram 2: Provozní rozsah pv kluzných ložisek s kompozitem, materiál M (SKF)

7.4 Porovnání a konečný výběr ložiska

Z výsledků přenesených do diagramů je patrné, že ani jedna z kontrolovaných variant kluzného ložiska není vyhovující. Dále již není možné zvětšovat průměr ložiska a hřídele, protože již u poslední varianty $d_h = 65 \text{ mm}$ je překročena kluzná rychlost $v_k = 2 \text{ ms}$. Tímto je tedy potvrzen výběr jednořadého kuličkového ložiska SKF 6308-RS1.

8 Základní pevnostní výpočet válečků

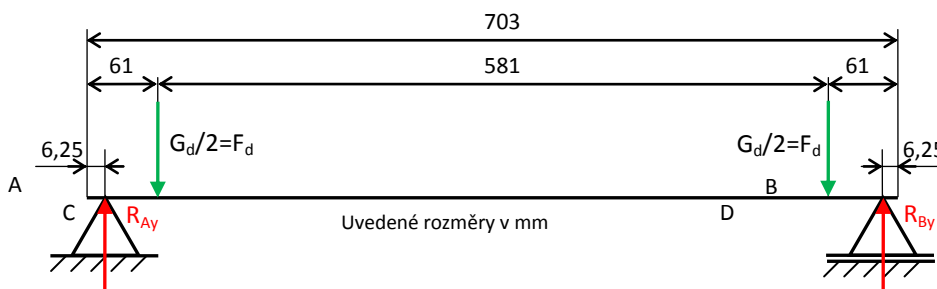
Provedu základní pevnostní výpočet válečku. Mezi základními výpočty bude zahrnut výpočet pevnosti použité osy válečku, a dále výpočet pevnosti pláště válečku. V publikaci [7] se uvádí, že namáhání pláště je třeba vyšetřit v nebezpečném průřezu, a ten se nachází uprostřed jeho délky. Budu počítat s již zjištěným zatížením válečku v kapitole 6.4, které je již navýšené dynamickým součinitelem. Pevnostní výpočet provedu pro standardní váleček s kovovým pláštěm a pro navrhovaný váleček s plastovým pláštěm.

8.1 Pevnostní kontrola osy válečku

Váleček je v provedení s pevnou osou, která tedy se neotáčí vzhledem k uložení na válečkové stolici. Osa válečku je namáhána na ohyb od zatížení dopravovaným materiálem. Zatížení se na osu přenáší z pláště válečku v místě umístění ložisek, a reakce sil se nachází v místech uložení osy válečku v „zámcích“ válečkové stolice. Rozmístění působících sil odečtu z výrobního výkresu osy válečku. Vyšetřením působících sil zjistím místo, které je nejvíce namáhané ohybovým momentem, a pro toto místo následně provedu pevnostní kontrolu.

Pro vyšetření průběhu působících sil a jejich grafické znázornění použiji počítačový program „hřídel“, verze 3.0 [11]. Tento program je určen pro analýzu staticky určitého resp. neurčitého hřídele namáhaného prostorovým ohybem a krutem metodou konečných prvků.

Zatížení je na osu přenášeno v místě ložisek, pro výpočty je uvažované působíště v místě středu ložisek. Reakce jsou přenášeny z válečku na válečkovou stolici na koncích osy válečku. Opět je v místě uložení osy počítáno se středem uložení.

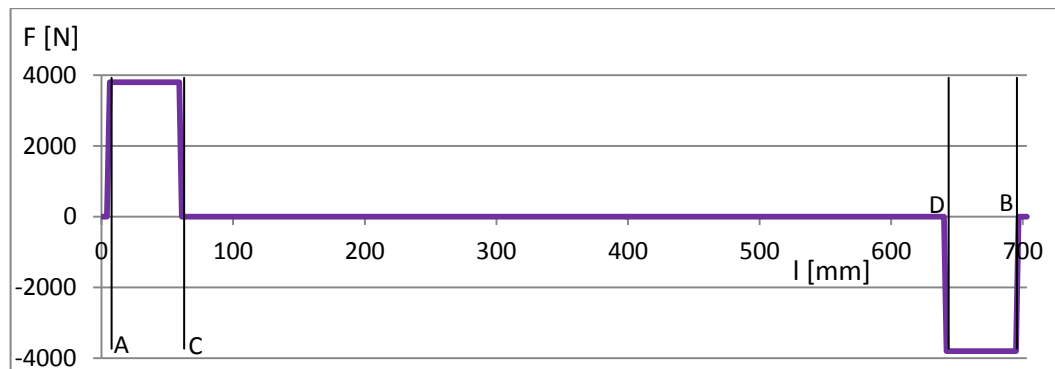


Obr. 15 - Schéma zatížení osy válečku

Dohoda pro grafické zobrazení sil:

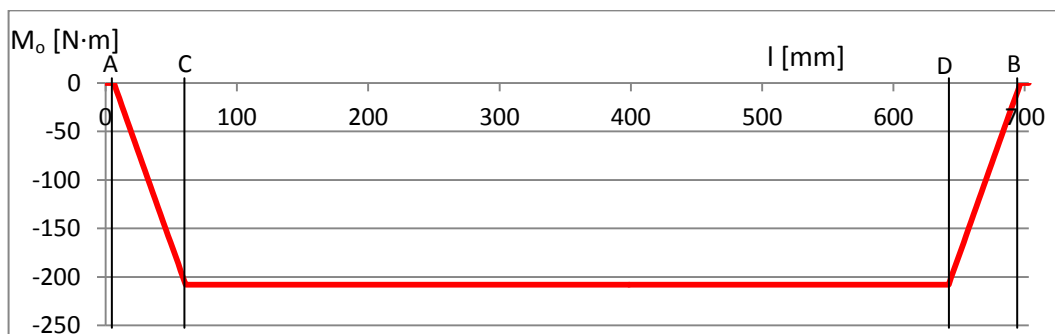


Grafické zobrazení průběhu posouvající síly T . Osa x vyjadřuje délku osy válečku $[mm]$, osa y vyjadřuje velikost síly $[N]$.



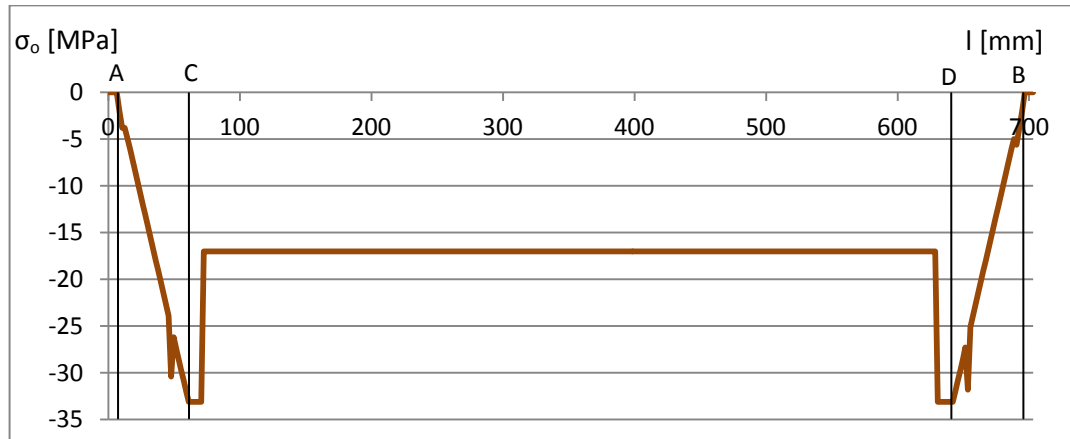
Obr. 16 - Průběh posouvající síly

Grafické zobrazení průběhu ohybového momentu M_o ukazuje části osy, které jsou nejvíce namáhány ohybovým momentem. Na ose x je vynesena délka osy válečku $[mm]$, osa y vyjadřuje velikost ohybového momentu $[N \cdot m]$. Osa je zatěžována ohybovým momentem, který má nejvyšší hodnotu $M_o = 208,2 N \cdot m$. Největší ohybový moment působí na osu válečku po celé střední délce mezi oběma ložisky.



Obr. 17 - Průběh ohybového momentu

Grafické zobrazení průběhu ohybového napětí σ přímo vyjadřuje požadovanou pevnost pro osu válečku. Na ose x je vynesena délka osy válečku [mm] a na ose y je vyjádřena velikost ohybového napětí [MPa], které působí v daném místě osy válečku.



Obr. 18 - Průběh ohybového napětí

Maximální hodnota ohybového napětí je $\sigma_o = 33,1 \text{ MPa}$, a nachází se v místech od středu ložisek směrem k osazení (ke středu) válečku. V těchto místech je průměr osy $d = 40 \text{ mm}$.

Zvolený materiál pro tvorbu osy válečku má tyto parametry:

- Mez kluzu $R_e = 410 \text{ MPa}$
- Mez pevnosti $R_m = 540 \text{ MPa}$.

pro ohyb platí:

$$0,60 \cdot R_e \leq \sigma_D \leq 0,75 \cdot R_e \quad (8.1)$$

V nejnejpříznivějším případě je $\sigma_D = 246 \text{ MPa}$

pak platí:

$$\sigma_o < \sigma_D$$

Výsledkem pevnostní kontroly jsem došel k závěru, že konstrukční návrh osy válečku je vyhovující.

8.2 Pevnostní kontrola pláště válečku

Jak již bylo uvedeno na začátku kapitoly, nebezpečný průřez válečku se nachází v jeho středu. Pro ověření této skutečnosti jsem použil stejný počítačový program [11], který graficky zobrazil průběh ohybového momentu a ohybového napětí po celé délce pláště válečku. Plášť válečku je namáhán spojitým zatížením od těžného materiálu a od vlastního dopravního pásu. Pro určité zjednodušení jsem uvažoval zjištěné spojitě zatížení jako rovnoměrně rozložené po celé vyšetřované délce pláště válečku.

Spojitě zatížení jsem vypočítal z již zjištěného celkového zatížení zvýšeného dynamickým koeficientem.

$$G_d = \underline{\underline{7604 \text{ N}}}$$

$$q = \frac{G_d}{L} \tag{8.2}$$

$$q = \frac{7604}{0,67} = \underline{\underline{11349 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}}}$$

$q [\text{N} \cdot \text{m}^{-1}]$ – spojitě zatížení válečku

pro:

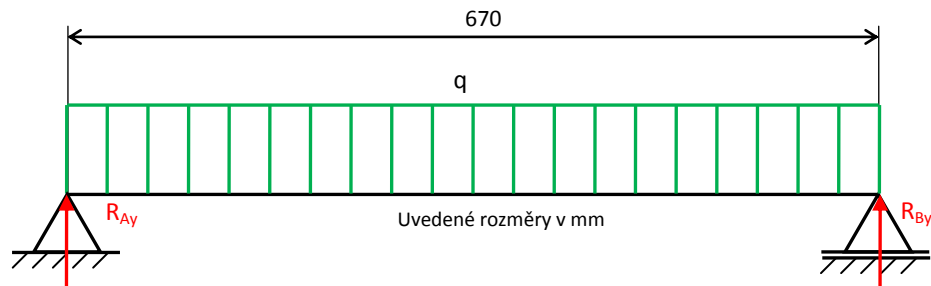
$$G_d = 7604 \text{ N}$$

$$L = 670 \text{ mm}$$

Následně uvedené konkrétní číselné hodnoty ohybového momentu a ohybového napětí pro posuzované válečky jsou vyčteny z výsledků programu „Hřídél – verze 3.0“ [11]

8.2.1 Váleček s kovovým pláštěm

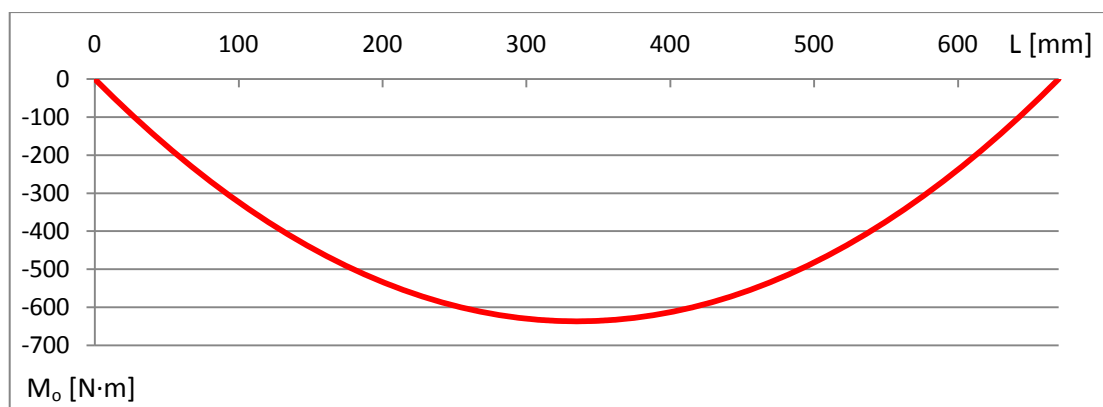
Rozložení působících sil vychází z délky pláště válečku a z přenosu těchto působících sil na osu válečku přes pouzdro ložiska (čelo válečku). Schéma je zakresleno v následujícím obrázku.



Obr. 19 - Schéma rozložení zatížení pláště kovového válečku

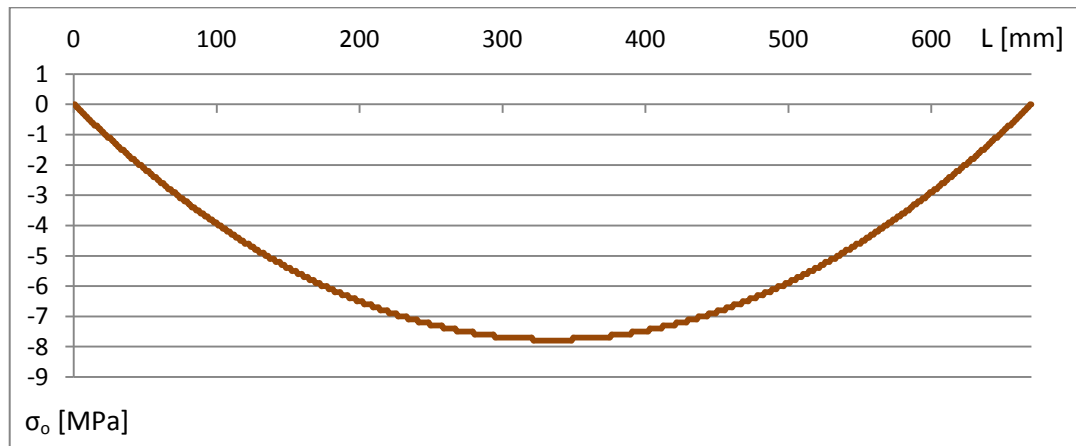
Grafické zobrazení průběhu ohybového momentu M_o ukazuje, jaký je průběh ohybového momentu po délce pláště válečku, a která část je nejvíce namáhána. Na ose x je vynesena délka pláště válečku [mm], osa y vyjadřuje velikost ohybového momentu [$N \cdot m$]. Z tohoto grafického zobrazení se ukazuje, že největším ohybovým momentem je zatížen právě střed pláště válečku. Tato skutečnost jen potvrzuje již uvedený předpoklad podle publikace [7].

Střed válečku je zatěžován nejvyšším ohybovým momentem, který má hodnotu $M_o = 637 N \cdot m$.



Obr. 20 - Průběh ohybového momentu (kovového válečku)

Následující obrázek zobrazuje graficky průběh ohybového napětí σ tělesa pláště válečku. Na ose x je vynesena délka válečku L , [mm] a na ose y je vyjádřena velikost ohybového napětí σ_o [MPa].



Obr. 21 - Průběh ohybového napětí (kovový váleček)

Maximální hodnota ohybového napětí je $\sigma_o = 7,8 \text{ MPa}$, a nachází se ve středu délky pláště válečku

Materiál pro plášť válečku má tyto parametry:

- Mez kluzu $R_e = 353 \text{ MPa}$
- Mez pevnosti $R_m = 490 - 630 \text{ MPa}$.

Pro ohyb platí:

$$\sigma_D = 0,60 \cdot R_e = 0,60 \cdot 490$$

V nejnepříznivějším případě je $\sigma_D = 211,8 \text{ MPa}$

pak platí:

$$\sigma_o < \sigma_D$$

Váleček s kovovým pláštěm pevnostně vyhovuje.

8.2.2 Váleček s plastovým pláštěm

U základních pevnostních výpočtů válečku s plastovým pláštěm jsem postupoval obdobně, jako u válečku s kovovým pláštěm. Rozdílné je umístění reakcí sil, protože je zde jiné provedení pouzdra ložiska (čela válečku).

Na výrobu pláště válečku bude použit polyetylen, s obchodním názvem Polystone[®] M-FLAMETECH-EL-OXY33 od společnosti Röchling.

Tento materiál má tyto parametry:

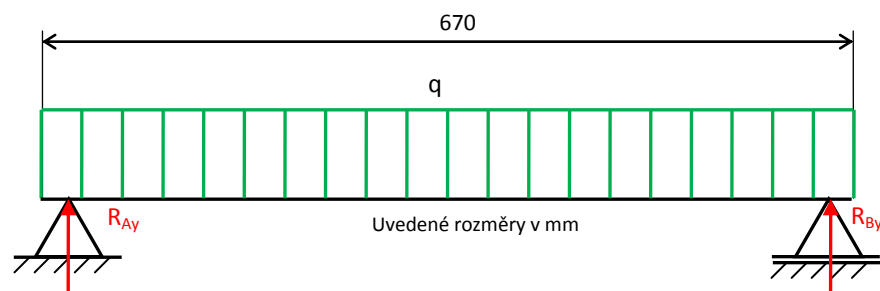
- Mez kluzu $R_e = 22 \text{ MPa}$
- Modul pružnosti v tahu $E = 700 \text{ MPa}$.

pro ohyb platí:

$$0,6 \cdot 22 \leq \sigma_D \leq 0,75 \cdot 22$$

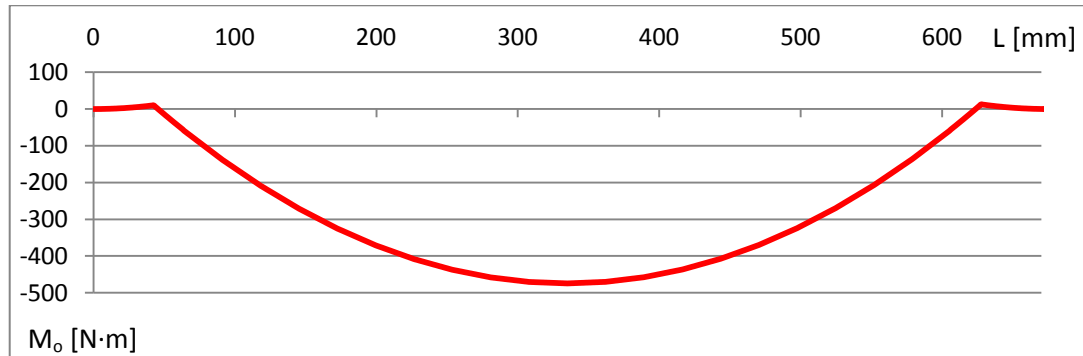
pak:

$$\sigma_D = 13,2 - 16,5 \text{ MPa}$$



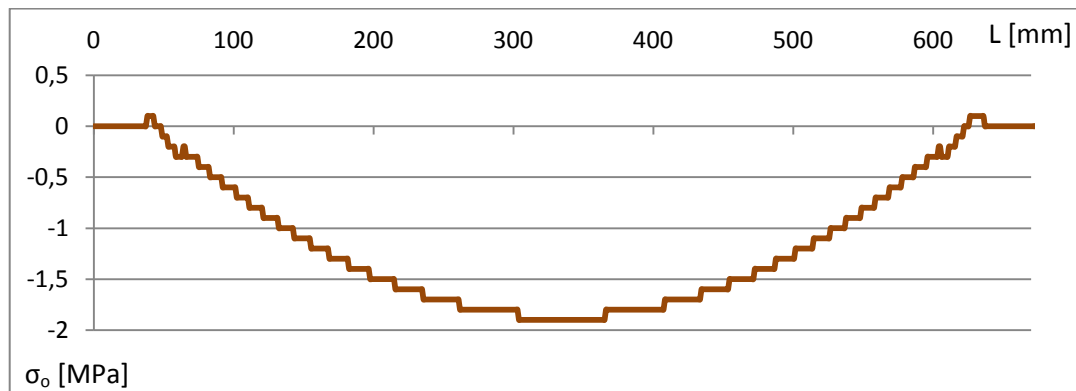
Obr. 22 - Schéma rozložení zatížení pláště plastového válečku

Grafické zobrazení průběhu ohybového momentu M_o ukazuje jeho působení po celé délce pláště válečku. Střed válečku je zatěžován ohybovým momentem, který má nejvyšší hodnotu $M_o = 476,7 \text{ N} \cdot \text{m}$.



Obr. 23 - Průběh ohybového momentu (plastového válečku)

Následující obrázek zobrazuje graficky průběh ohybového napětí σ tělesa pláště válečku. Na ose x je vynesena délka válečku $L, [\text{mm}]$ a na ose y je vyjádřena velikost ohybového napětí $[\text{MPa}]$.



Obr. 24 - Průběh ohybového napětí (plastový váleček)

Maximální hodnota ohybového napětí je $\sigma_o = 1,9 \text{ MPa}$, a nachází se ve středu délky pláště válečku

platí:

$$\sigma_o < \sigma_D$$

Navrhovaný váleček s plastovým pláštěm pevnostně vyhovuje.

9 Životnost válečků

Životnost válečků je definována jako doba, po kterou je zaručena jejich bezpečná funkce.

9.1 Výpočtová životnost

Průměrná výpočtová doba životnosti dopravníkových válečků odpovídá životnosti použitých ložisek. Výrobci dopravníkových válečků uvádí tuto dobu v různém rozmezí. U válečků od firmy Transroll s.r.o. se uvádí životnost 30 000 provozních hodin do 5 let od data výroby, to však platí pro válečky nasazené do 1 roku od jejich výroby. Firma Precismeca-Montan uvádí životnost svých válečků až 70 000 provozních hodin. Z katalogu je možné zjistit, že typ používaných ložisek pro válečky stejných rozměrů je totožný. V mém případě jsem pro vybrané ložisko (odpovídá ložiskům v dodávaných válečcích) prováděl vlastní výpočet životnosti. Pro mnou navržený váleček vyšla minimální trvanlivost ložiska na 35 000 provozních hodin.

Takto vypočítaná životnost je opravdu pouze minimální, protože počítá s trvalým zatížením na maximální možné míře. V praxi je však takové zatížení nereálné. V podmínkách Severočeských dolů a.s. je zpravidla využívána přepravní kapacita pásových dopravníků na úrovni 50 – 75 %. Je sice možné využívat až 100 % projektované přepravní kapacity, ale děje se tak pouze v omezené míře. Z praxe je ověřeno, že plné vytížení pásových dopravníků, přináší jiné problémy s opotřebením nebo poškozováním jiných částí pásového dopravníku, a tím vznikajících prostojů. Efektivnější je právě ve využívání o něco sníženého výkonu, ale po delší dobu. Tím se dá vysvětlit rozdíl mezi uváděnou dobou životnosti, kdy je již počítáno se skutečným zatížením válečků.

Takto uváděná životnost platí při dodržení určitých podmínek:

- Dopravovaný netříděný sypký materiál má maximální kusovitost 750 mm (pro pásové dopravníky $B = 1800 \text{ mm}$), při obsahu kusů maximálně do 5 % celkového objemu.
- Pásové dopravníky se provozují pouze v rozsahu teplot pracovního prostředí od -20°C do $+35^{\circ}\text{C}$.
- Při montáži a údržbě musí být dodrženy pokyny, zde uvedené v kapitole 3.2.

Životnost může být snížena nadměrným opotřebením pláště válečku vzniklým dopravováním extrémně abrazivních materiálů, mezi které patří například mokrý písek, popílek, nebo struska. Je třeba provádět čištění pásového dopravníku od spadu materiálu, který ulpívá na dopravním páse a následně při přejíždění přes válečky odpadává po trase pásového dopravníku. Pokud se takového materiálu nahromadí více, hrozí, že bude zasahovat až k válečkům, které se tak nemohou volně otáčet. Dochází pak k tření pláště o napadaný materiál. Pokud tření materiálu překročí určitou mez, začne docházet k prokluzování válečku vzhledem k dopravnímu pásu. Dochází k opotřebení pláště válečku, nebo v případě diskových a vlnovcových válečků k nadměrnému opotřebení nalisovaných pryžových kotoučů. Třením se součásti zahřívají a v krajním případě může dojít až k požáru pásového dopravníku.

9.2 Zkoušení válečků

Pro zjištění skutečné životnosti válečků je třeba provést jejich zátěžové zkoušky. Mezi takové zkoušky patří:

- statické zkoušení válečků,
- ověřování životnosti ložiska,
- ověřování životnosti hřídele,
- experimentální zjišťování otěru pláště válečku,

9.3 Porovnání válečků s kovovým a plastovým pláštěm

Válečky s kovovým pláštěm i válečky s plastovým pláštěm mají z hlediska použitých ložisek a vlastního utěsnění stejnou (srovnatelnou) výpočtovou životnost. Při zkouškách válečků s plastovým pláštěm, vyrobených z polyetylenu EXALON, které prováděla firma DvB-AF s.r.o. se potvrdil předpoklad až třináásobné životnosti oproti ocelovým válečkům. Plášť plastového válečku je antikorozivní a má vyšší odolnost povrchu pláště proti jeho obrušování.

10 Závěr

Hlavním cílem této bakalářské práce bylo provést konstrukční návrh válečku pro dálkovou pásovou dopravu s šířkou dopravního pásu 1800 mm. Zaměřil jsem se na návrh válečku, který má plášť vyrobený z plastu, a který by mohl nahradit stávající používané ocelové válečky.

V úvodní části jsem provedl přehled používaných válečků ve společnosti Severočeské Doly a.s. Chomutov. Tato společnost se zabývá těžbou hnědého uhlí, a při jeho těžbě a hlavně při odtěžování nadložní skrývky potřebuje přepravit velké množství materiálu, a to i na dlouhé vzdálenosti. Je zde v provozu množství pásových dopravníků, které se liší přepravní kapacitou, která je z části dána šířkou použitého dopravního pásu, a tedy i odlišnou konstrukcí. Vzhledem k odlišnostem jednotlivých pásových dopravníků jsou zde použity odpovídající dopravníkové válečky.

Pro dálkovou pásovou dopravu šíře 1800 mm se používá několik druhů válečků, podle konstrukce samotného dopravníku. Navrhnul jsem váleček, který má pevné osy s tvarovým zakončením, a který je určen pro montáž do zámků odpovídajících válečkových stolic na středních dílech nebo na poháněcí stanici. Návrh použitých ložisek odpovídá požadované životnosti tak, aby byla srovnatelná s životností v současnosti používaných válečků.

V návrhu jsem uvažoval vedle valivých ložisek i o možnosti použití kluzných ložisek. Tato možnost se ukázala jako nevyhovující z hlediska vyššího měrného zatížení ložiska vzhledem k uvažovanému použití plastového válečku.

Provedl jsem základní pevnostní výpočet pro navrhovanou hřídel, a dále pro váleček vyrobený z plastu, který jsem porovnal s pevnostním výpočtem válečku s ocelovým pláštěm. Výsledky prokázaly, že z hlediska pevnosti jsou navrhované části válečku v pořádku.

Srovnání obou typů válečků z hlediska jejich životnosti je velmi obtížné. Životnost válečků ovlivňuje mnoho vnějších vlivů, takže životnost stejných válečků, ale nasazených v rozdílných podmínkách se může lišit velmi podstatně. Výpočtová životnost, která ale uvádí životnost za předpokladu téměř ideálních podmínek, je u obou typů stejná. V některých zkouškách plastových válečků se prokázala jejich až trojnásobně vyšší životnost. Skutečnou životnost bude možné ověřit až v případě jejich použití v reálných podmínkách provozu pásových dopravníků.

Posledním bodem zadání byl návrh upevnění (zajištění) čela válečku (ložiskového pouzdra). Rozhodl jsem se pro provedení, kdy jsou pouzdra ložisek vsazeny do pláště válečku a jsou zajištěny pružným pojistným kroužkem ČSN 02 9231. Detail tohoto provedení je na výkresu sestavy válečku s plastovým pláštěm.

Seznam použité literatury

- [1] Výroční zpráva a.s. Severočeské doly, Chomutov : Severočeské doly, 2011. 156 s.
- [2] ČSN ISO 1537. *Zařízení pro plynulou dopravu sypkých hmot: Pásové dopravníky s korýtkovým dopravním profilem (jiné než přenosné), Válečky*. Praha: Český normalizační institut, 1993. 8 p.
- [3] Transroll - CZ, s.r.o. [online]. 2010 [cit. 2012-04-01]. Katalog válečků. Dostupné z WWW: <<http://www.transroll.cz/obrazky-soubory/katalog-valecku-57802.pdf>>.
- [4] Transroll - CZ, s.r.o. [online]. 2010 [cit. 2011-11-19]. Konstrukce válečku. Dostupné z WWW: <<http://www.transroll.cz/cs/dopravni-komponenty/valecky/konstrukce-valecku/>>.
- [5] ČSN ISO 5048. *Zařízení pro plynulou dopravu nákladů: Pásové dopravníky snosnými válečky, Výpočet výkonu a tahových sil*. Praha: Český normalizační institut, 1994. 16 p.
- [6] POLÁK, Jaromír; PAVLISKA, Jiří; SLÍVA, Aleš. *Dopravní a manipulační zařízení I*. 1. vydání. Ostrava : VŠB-TECHNICKÁ UNIVERZITA OSTRAVA, 2001. 104 s. ISBN 80-248-0043-8.
- [7] BAHR, Johannes. *Pásové dopravníky v hornictví: Určeno posl. vys. a odb. škol, technikům a inž. v hornictví a konstruktérům v záv. na dopravní zařízení*. 1. vyd. Praha: SNTL, 1962.
- [8] ČSN ISO 281. *Valivá ložiska – Dynamická únosnost a trvanlivost*. Praha: Český normalizační institut, 2008. 52 p.
- [9] SKF [online]. [cit. 2012-04-09]. Kluzná ložiska s kompozitem a vinutá pouzdra FW: Určení velikosti ložiska. Dostupné z WWW: <http://www.skf.com/portal/skf/home/products?maincatalogue=1&lang=cs&newlink=3_4_18>.

Seznam obrázků

Obr. 1 - Doprava vytěženého materiálu	13
Obr. 2 - Příklad poškození válečků	15
Obr. 3 - Zakončení hřídele k montáži do zámku [3]	16
Obr. 4 - Porovnání provedení válečkových girland	17
Obr. 5 - Dolní válečková girlanda	19
Obr. 6 - Zavěšení dopadových válečků pod násypkou	22
Obr. 7 - Tříválečková pevná regulační stolice	23
Obr. 8 - Rozpad válečku (Transroll, s.r.o.) [4]	26
Obr. 9 - Plastový váleček (DvB-AF s.r.o.)	28
Obr. 10 - Pouzdro ložiska	32
Obr. 11 - Řez těsnícím systémem	33
Obr. 12 - průřez materiálem na tříválečkové stoličce	34
Obr. 13 - Diagram 1: Provozní rozsah pv kluzných ložisek s kompozitem, materiál B/E (SKF)	45
Obr. 14 - Diagram 2: Provozní rozsah pv kluzných ložisek s kompozitem, materiál M (SKF)	46
Obr. 15 - Schéma zatížení osy válečku	47
Obr. 16 - Průběh posouvající síly	48
Obr. 17 - Průběh ohybového momentu	48
Obr. 18 - Průběh ohybového napětí	49
Obr. 20 - Průběh ohybového momentu (kovového válečku)	51
Obr. 19 - Schéma rozložení zatížení pláště kovového válečku	51
Obr. 21 - Průběh ohybového napětí (kovový váleček)	52
Obr. 22 - Schéma rozložení zatížení pláště plastového válečku	53
Obr. 23 - Průběh ohybového momentu (plastového válečku)	54
Obr. 24 - Průběh ohybového napětí (plastový váleček)	54

Seznam použitých programů

- [10] Autodesk Inventor Professional 2011
- [11] Hřídel [katedra 347]. Ver. 3.0. Mikeš Ivan, Miloš Němček, Ostrava 1998.

Seznam příloh

- Příloha A: výkres hřídele válečku
- Příloha B: výkres pláště válečku
- Příloha C: výkres ložiskového pouzdra
- Příloha D: sestavný výkres, detail zajištění ložiskového pouzdra v plášti válečku
- Příloha E: CD obsahující text bakalářské práce, výkresy a poster

Poděkování

Tímto děkuji prof. Ing. Horstu Gondekovi, DrSc., který mi jako vedoucí mé bakalářské práce poskytl cenné odborné rady a podněty, které jsem využil při vypracování této práce.

Děkuji panu Ing. Leo Boháčovi ze společnosti DvB-AF s.r.o. za informace o materiálech vhodných pro konstrukci válečku z plastu.